2001 추계학술발표회 논문집

한국원자력학회

SMART 냉각재순환펌프 회전체의 불균형 응답 및 안정성 해석

Unbalance response and stability analyses of the rotor of SMART Main Coolant Pump

박종혁, 박진석, 김종인

한국원자력연구소
대전광역시 유성구 덕진동 150

요 약

SMART 냉각재 순환펌프(MCP)는 수직형으로 고온 고압의 냉각수에 침수 상태로 사용된다. 저널베어링과 임펠러, 회전체와 하우징 사이의 공극에서 발생하는 유체력은 본질적으로 축의 위치, 회전속도에 따라 크게 비선형이며 불안정한 동특성을 가진다. 수직형 회전체는 수평형에서의 자중과 같은 큰 정적 베어링 하중이 없으므로 저널중심이 회전속도에 따라 베어링의 유격원 내에서 위치가 변동됨에 따라 회전체의 동특성도 바뀐다. 본 논문에서는 베어링과 공극에서의 유체력에 기인한 MCP 회전체의 동특성과 안정성을 평가하였다.

Abstract

SMART main coolant pump(MCP) is being designed as a vertical type and the rotor is operated immersed in hot and high pressure water. Hydraulic forces which are taken place at journal bearings, impellers and gaps between rotor and housing are inherently highly nonlinear and have unstable characteristics. Furthermore, since vertical rotor rather than horizontal type has no dominant static bearing load such as one’s weight, traveling of journal center in the clearance circle of the bearing as varying of rotational speed make change in rotor characteristics greatly. In this paper, MCP rotor dynamic characteristics are estimated relating in hydraulic forces at journal bearings and gaps.

1. 서 론

냉각재 순환펌프(MCP)는 입형으로 SMART 원자로의 고온, 고압의 작동 유체에 잠긴 채로 사용되며 10년 이상의 장 수명이 요구된다. 이러한 극한 환경에서 펌프가 요구 수명동안 안전하게 사용될 수 있으려면 엄밀한 진동 및 안정성 평가를 통한 구조 및 구성품 설계 반영이 필요하다. MCP 회전체의 횡변위 동특성은 저널 베어링, 주 및 보조 임펠러, 캔드모타, 하우징과 비교적 작은 공극(gap)에서 발생하는 유체력에 좌우된다. 이 유체력은 본질적으로 회전체의 위치, 회전속도에 따라 크게 비선형이며 불안정한 특성을 가진다. 더욱이 MCP 는 수직으로 사용되므로 수평형에서의 자중과 같은 큰 정적 베어링 하중이 없고 저널중심이 회전속도에 따라 베어링의 유격원 내에서 위치가 바뀜에 따라 회전체의 동특성도 바뀐다. 이러한 비선형 특성은 운용조건에서 주어진 평형점 근처에서 구간 선형인 계로 간주될 수 있다. MCP 회

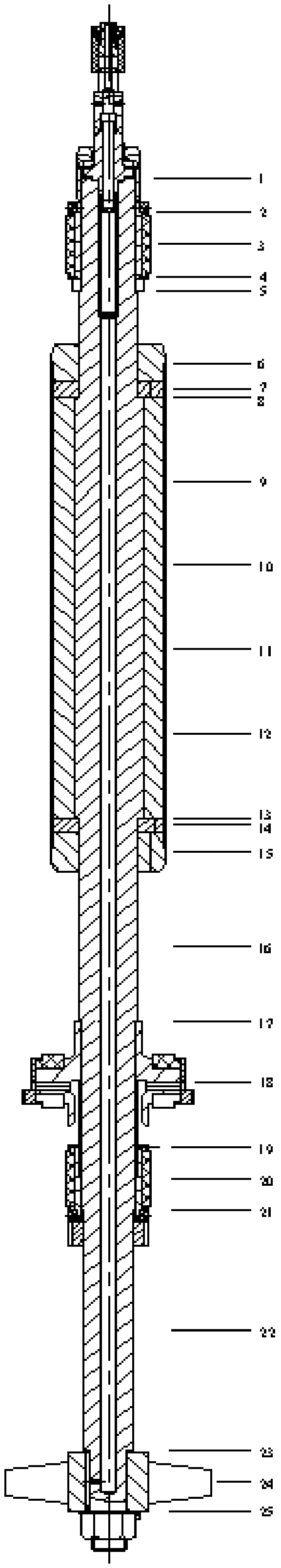

Fig. 1 MCP rotor model

전축의 동특성을 정확하게 예측하기 위하여 회전체와 주변구조의 크기 및 형상에 의해 주어질 수 있는 특성을 정확히 모델링 하는 것이 필요하다. 본 논문에서는 베어링과 공극에서의 유체력에 기인한 MCP 회전체의 동특성을 평가하고 베어링의 예압을 통하여 개선된 특성을 기존의 것과 비교하였다.

2. 회전축 고유진동수 해석

회전 축 및 체결부품 모델링

Fig 1 과 같은 MCP 회전체의 축의 모델링에는 Table 1 과 같이 24 개의 Timoshenko 이차원 축 요소를 사용하였다[1]. 해석에 사용된 축 재료의 물성 치는 Table 2 와 같다. 리테이너 등 체결수단에 의해 축에 조립되는 부품들은 각 노드에 질량과 관성 및 관성모멘트로서 부가되는 것으로 고려하고 그 값은 Table 3 과 같다. 반경방향 관성모멘트는 극관성 모멘트의 1/2 를 취하였다. 각 재료의 물성 치를 고려하면 축 무게는 37.581kg, 축에 조립된 부품의 무게는 27.639kg 으로 회전체 전체 무게는 약 65.300kg 이 되며 모델링된 축의 총 길이는 1.378m 이다

저널 베어링 유체력 모델링

저널 베어링의 동특성 계수는 통상 다음과 같이 4 개의 강성 및 4 개의 감쇠계수로 표현된다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix}$$

Fig. 2 는 MCP 베어링의 저널부 구조를 보여준다. 스테인레스강인 저널 모재에는 원주방향으로 12 개의 세라믹 패드들이 압입되었고 세라믹 패드 사이는 12 개 홈이 만들어 졌다. MCP 저널 베어링의 동특성 계수를 평가하기 위하여 다음과 같이 난류 효과를 고려한 보정된 레이놀즈 방정식을 적용한다[2].

$$\frac{1}{R^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(G_\theta \frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(G_z \frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = \frac{1}{2}\omega\frac{\partial h}{\partial\theta} + \frac{\partial h}{\partial t}$$

여기서 난류 효과는 다음과 같은 난류 계수로서 고려된다[3].

$$G_\theta = \frac{1}{12 + 0.0136 R_e^{\,0.9}}, G_z = \frac{1}{12 + 0.0043 R_e^{\,0.96}}$$

$R_e (= \dfrac{\rho U h}{\mu})$ 는 코테 레이놀즈 수(Couette Reynolds number)이고, $U(=\omega R)$ 는 저널 원주속도이다. 층류인 경우, $G_\theta = G_z = \dfrac{1}{12}$ 를 사용한다. Fig. 3 은 레이놀즈 방정식의 해석을 위한 좌표를 보여준다. 저널 베어링을 해석하기 위하여 이와 같이 회전체 자중과 같은 정적 하중에 의해 회전체 저널중심이 베어링 중심으로부터 편심된 위치에서의 회전을 고려한다.

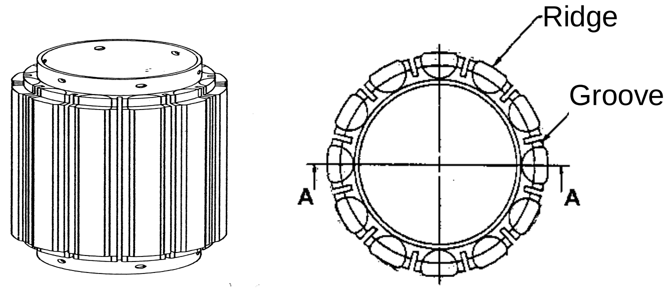

Fig. 2 Configuration of MCP journal bearing

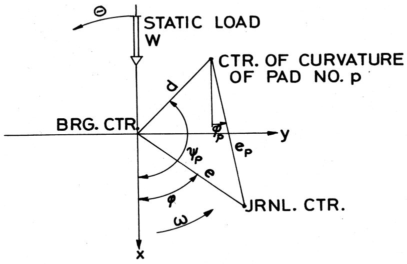

Fig. 3 Coordinate of bearing to calculate properties

저널 위치에서의 작은 섭동을 통하여 다음과 같은 해를 얻는다[4].

$$\left\{\frac{1}{R^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(G_\theta\frac{h_0^3}{\mu}\frac{\partial}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(G_z\frac{h_0^3}{\mu}\frac{\partial}{\partial z}\right)\right\}\begin{Bmatrix}p_0\\p_x\\p_y\\p_{\dot{x}}\\p_{\dot{y}}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\frac{1}{2}\omega\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\\-\frac{1}{2}\omega(\sin\theta+3\frac{\cos\theta}{h_0}\frac{\partial h_0}{\partial\theta})-3G_\theta\frac{h_0^3}{R^2\mu}\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\cos\theta}{h_0}\right)\\\frac{1}{2}\omega(\cos\theta-3\frac{\sin\theta}{h_0}\frac{\partial h_0}{\partial\theta})-3G_\theta\frac{h_0^3}{R^2\mu}\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\sin\theta}{h_0}\right)\\\cos\theta\\\sin\theta\end{Bmatrix}$$

원주방향으로 배치된 많은 축방향 홈에 의해 축방향 압력 기울기를 무시하면 $(\frac{\partial p}{\partial z}=0)$ 다음과 같이 보다 간단해진 식을 사용할 수 있다[5].

$$\frac{1}{R^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(G_\theta\frac{h_0^3}{\mu}\frac{\partial}{\partial\theta}\right)\begin{Bmatrix}p_0\\p_x\\p_y\\p_{\dot{x}}\\p_{\dot{y}}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\frac{1}{2}\omega\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\\-\frac{1}{2}\omega(\sin\theta+3\frac{\cos\theta}{h_0}\frac{\partial h_0}{\partial\theta})-3G_\theta\frac{h_0^3}{R^2\mu}\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\cos\theta}{h_0}\right)\\\frac{1}{2}\omega(\cos\theta-3\frac{\sin\theta}{h_0}\frac{\partial h_0}{\partial\theta})-3G_\theta\frac{h_0^3}{R^2\mu}\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\sin\theta}{h_0}\right)\\\cos\theta\\\sin\theta\end{Bmatrix}$$

유막이 단속되는 특수한 형상의 베어링 동특성 계수를 얻기 위하여 각 유막 구간에 상기 레이놀즈 방정식이 적용되고 유한차분 수치해석을 수행하였다. Table 1 은 계산에 사용된 베어링의 형상 및 물성치를 보여준다. 각 윤활면은 원주방향을 34 절점, L/2 에 대해 7 개의 절점으로 계산되었다 .

Table 1 Bearing fluidal and geometrical data

Properties	No of pad	Radius mm	Length mm	Pad radial clearance, μm	Ambient pressure Mpa	Temperature ° c	Absolute viscosity of water ,N-s/m^2	Density, kg/m^3
UBR	12	45	58	65	14.7	70	0.00041	984
LBR	12	45	58	65	14.7	150	0.000186	925

공극 유체력 모델링

회전체와 하우징 사이에 축 방향으로 흐르는 순환수에 의하여 채워진 공극은 강성 및 감쇠, 질량 효과가 있다. 회전체 계에서 공극의 강성 및 감쇠, 질량 효과의 동특성 모델은 다음과 같은 동특성 계수행렬을 포함한 운동방정식으로 표현된다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix}$$

여기에서 그 효과가 크다고 판단되는 모타 공극 및 주 임펠러 와 추력베어링 사이 공극(임펠러 공극으로 칭함)에서의 강성 및 감쇠, 질량 효과를 고려한다 두 공극의 온도와 그로 인한 유체 점성, 회전에 의한 축 표면 접선속도 및 축 방향 유속이 다르므로 다음과 같이 각기 다른 특성식을 적용한다.

모타 공극 : 모타부 공극은 좁고 긴 공간에서 축 방향 유동이 작지 않고 임펠러부 공극에 비하여 순환수의 점성이 높아 질량 효과 등 동특성이 커지므로 다음과 같이 축 방향 유동이 있는 경우의 동심 환상 시일(concentric annular seal)에 대한 Black 의 모델식을 사용할 수 있다[2,5].

$$-\frac{\lambda}{\pi RP}\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu_0 - \frac{1}{4}\mu_2\omega^2 T^2 & \frac{1}{2}\mu_1\omega T \\ -\frac{1}{2}\mu_1\omega T & \mu_0 - \frac{1}{4}\mu_2\omega^2 T^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mu_1 T & \mu_2\omega T^2 \\ -\mu_2\omega T^2 & \mu_1 T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mu_2 T^2 & 0 \\ 0 & \mu_2 T^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix}$$

보조 임펠러에서 발생한 압력에 의해 축 방향 유동이 발생하고 축과 하우징에서 벽면에서 마찰저항이 발생한다. λ 는 벽면에서 발생하는 축 방향 유동 저항 계수로서 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = 0.079 R_a^{-1/4}\{1 + (7/8R_r / R_a)^2\}^{3/8}$$

여기에서, $R_a(=2\rho C_r V_s/\mu)$: 환상 공극의 축 방향 유동 레이놀즈 수, $R_r(=\rho\omega R C_r/\mu)$: 원주방향 유동 레이놀즈 수, ρ : 유체의 밀도, μ : 유체의 점성계수, C_r : 반경 공극의 크기, $T(=L/V_s)$: 유체가 공극을 지나는 평균 시간, L : 공극의 길이, $V_s(=Q/(2.0\pi R C_r))$: 축 방향 평균 유속, Q : 축 방향 유동량, ω : 회전축의 각속도, R : 공극 반경이다. 이때, 공극 양 단의 압력 차 P 는 Yamaha 에 의하여 다음과 같이 제안된 바 있다.

$$P = (1 + \xi + 2\sigma)\frac{\rho V_s^2}{2}$$

$\sigma(=\lambda(L/C_r))$: 축 방향 유동 저항 변수, ξ 는 공극 입구의 저항계수로서 입구의 형상에 따라 축 유동 저항이 달라지며 입구부 형상에 의하여 모타부 0.2845 임펠러부 0.5 로 적용될 수 있다. 계수 μ_0, μ_1, μ_2 는 다음과 같이 계산된다.

$$\mu_0 = \frac{(1+\xi)\sigma^2}{(1+\xi+2\sigma)^2}$$

$$\mu_1 = \frac{(1+\xi)^2\sigma + (1+\xi)(2.33+2\xi)\sigma^2 + 3.33(1+\xi)\sigma^3 + 1.33\sigma^4}{(1+\xi+2\sigma)^3}$$

$$\mu_2 = \frac{0.33(1+\xi)^2(2\xi-1)\sigma + (1+\xi)(1+2\xi)\sigma^2 + 2(1+\xi)\sigma^3 + 1.33\sigma^4}{(1+\xi+2\sigma)^4}$$

위 식은 공극 길이가 시일 직경에 비하여 매우 짧은 경우(L/D<<1)에 대한 것이며 유한 길이를 고려하기 위해 다음과 같은 근사를 취한다[7].

$$\mu_0\left(\frac{L}{R}\right)=\frac{\mu_0}{1+0.28(L/R)^2},\ \mu_1\left(\frac{L}{R}\right)=\frac{\mu_1}{1+0.23(L/R)^2},\ \mu_2\left(\frac{L}{R}\right)=\frac{\mu_2}{1+0.06(L/R)^2}$$

임펠러 공극 : 임펠러 공극은 회전방향에 비하여 축 방향의 유속이 작으므로 축 방향 유동이 없는 경우에 대한 Black 의 다음과 모델식 을 사용하였다[8].

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix}=\begin{bmatrix} -\frac{1}{4}m_a\omega^2 & k\omega \\ -k\omega & -\frac{1}{4}m_a\omega^2 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} 2k & m_a\omega \\ -m_a\omega & 2k \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} m_a & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix}$$

여기서 $m_a(=\rho\pi R^3 L/C_r)$는 공극 내부에 채워진 유체의 질량에 비례하고 $k(=6\pi\mu_e L(R/C_r)^3)$는 길이와 반경에 비례하는 값이며,. μ_e 은 유효 점성$(=0.0053\ \mu R_r^{\ 0.75})$ 이다. Table 2 는 계산에 사용된 공극의 형상 및 물성치를 보여준다.

Table 2 Fluidal and geometrical data of the gap

Properties	Radius mm	Length Mm	Radial clearance, mm	Temperature ° c	Axial flow rate, m^3/s	Absolute viscosity of water , $N\text{-}s/m^2$	water density, kg/m^3
Motor gap	53	519	1.4	70	8.333×10^{-4}	0.00041	984
Impeller gap	23	223	0.8	200	4.1667×10^{-6}	0.000137	874

고유진동수 및 모드

Table 3 은 비감쇠 베어링 강성을 10^4 N/m 으로 두었을 때 MCP 축의 강성에 의한 하위 3 개 유연모드 고유진동수이다. 운전속도가 3600RPM 이므로 유연 모드 고유진동수에서 격리되어 있음을 알 수 있다. Fig. 4 는 하위 3 개의 선회모드이다. 2 개의 강체모드와 1 개의 유연모드 임을 볼 수 있다. 3 개 모드 모두 베어링 위치에서의 변위가 크고 이 경향은 베어링의 강성이 좀 더 커진다고 하더라도 변화되지 않으므로 베어링의 감쇠가 계의 응답의 크기를 결정할 수 있음을 보여준다. 유막베어링은 회전속도 증가에 따라 강해지기 때문에 지지부에서 감쇠의 효과를 떨어트리게 된다. 강성 회전체의 경우 베어링의 강성과 감쇠는 저차 모드 고유진동수와 계의 감쇠를 결정하므로 속도에 따른 베어링 특성의 결정은 유연 회전체에 비해 더욱 중요하다. 베어링 뿐 아니라 1 차모드에서 모타와 임펠러 위치에서의 변위도 비교적 큼으로 모타와 임펠러에서의 감쇠의 조정도 계의 안정성에 영향이 큼을 볼 수 있다.

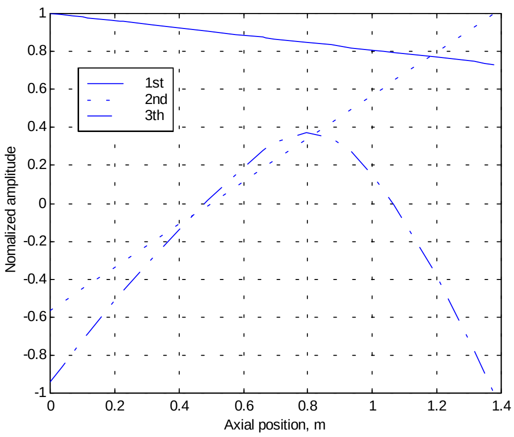

Fig. 4 First three mode shapes of the MCP

Table 3 Variations of the natural frequencies by changing inner hole diameter in the MCP rotor

mode	3B	3F	4B	4F	5B	5F
freq. (RPM)	6162.3	6322.3	16331.1	16616.3	30225.5	30761.8

감쇠 고유진동수와 회전체 안정성

주어진 형상에서 베어링 동특성 계수는 회전속도와 편심의 함수이다. 여기에서는 몇 개의 회전속도와 편심에서 미리 계산한 동특성 계수들을 이용하여 주어진 회전속도와 편심에서 내/외삽법으로 동특성 계수를 구하여 사용한다. MCP 에서 주된 베어링 정적 하중은 임펠러에서 발생한 정측력이 된다. 저널의 편심은 저널에 가해진 다음 식과 같이 결정된 주 임펠러의 정측력에 의하여 발생하고 각 베어링의 정적평형 점에서 저널에 작용하는 쐐기막 압력의 합력과 평형되는 것으로 고려하였다.

$$F_r = K_r \gamma HDB$$

F_r : 반경방향 정수력, K_r :무차원 반경력 계수, γ :유체 비중, H 임펠러 수두, D : 임펠러 출구 직경, B : 임펠러 폭이다. 축류 개방형인 MCP 주 임펠러는 기계 가공된 매끄러운 날개면과 축 대칭인 유로 안내면을 가지므로 반경력 계수는 작을 것으로 생각된다[3]. 이 상수 값은 실험에 의하여 구해지나 이중 벌류트 펌프에 대한 것을 참조하면[12] 0.05 로 이때 정측력은 현재의 설계데이타를 고려하여 약 2Newton 이 된다. 베어링 간 거리(0.9665m), 하부 베어링과 주 임펠러간의 거리(0.346m)를 고려 할 때 정적 힘의 평형에 의해 두 베어링에 하중은 0.8, 2.9Newton 이고 두 베어링의 편심은 180 ° 만큼 반대편에 발생한다. 보조임펠러을 고려하여 베어링 하중이 2, 6Newton 으로 고려하였다. Table 4, 5 는 3600RPM 에서 두 공극 과 두 베어링의 특성치이다. Fig 5 는 베어링의 편심에 대한 특성을 보여준다. MCP 저널 베어링은 큰 편심에서 비선형 특성이 두드러지고 대체로 큰 연성 강성과 작은 직강성을 가진다.

Table 4 Dynamic properties of gap at 3600 RPM

Properties	Stiffness, N/m		Damping, N/m-s		Mass, Kg
	Kyy, Kzz	Kyz, - Kzy	Cyy, Czz	Cyz, -Czy	
Motor gap	-2.7 x10^5	3.3 x10^5	1732.7	28802	76.4
Impeller gap	-3.5 x10^5	87051	461.8	3715.5	9.9

Table 5 Dynamic properties of plain journal bearing at 3600 RPM

Properties	Radial Reynolds No.	Stiffness, N/m				Damping, N-s/m			
		Kyy	Kyz	Kzy	Kzz	Cyy	Cyz	Czy	Czz
UBR	2504	0.2	6.0 x10^5	-5.9 x10^5	-1.0	3009.6	0	0	3029
LBR	5062	2.9	4.7 x10^5	-4.1 x10^5	-3.4	2149.3	0.2	0	2371.6

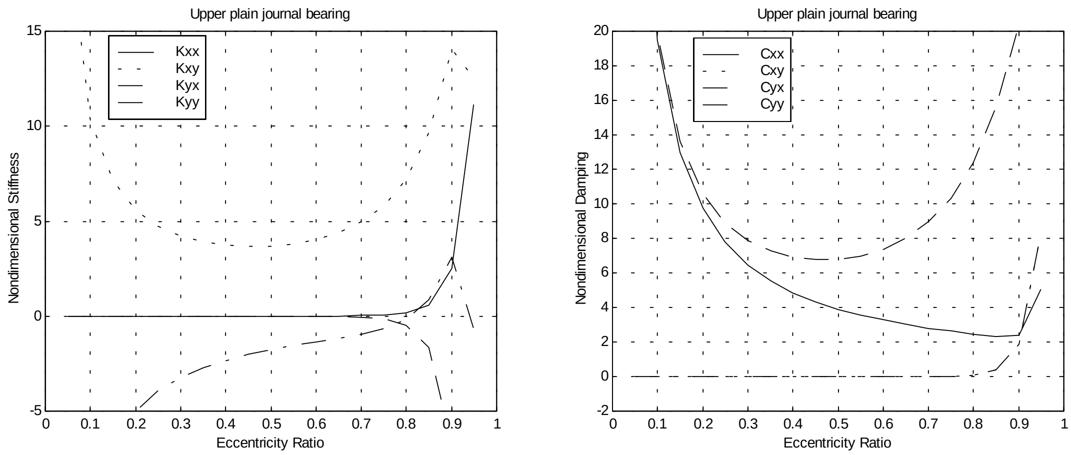

Fig. 5 Stiffness and damping properties of MCP journal bearing with eccentricity ratio at 3600RPM

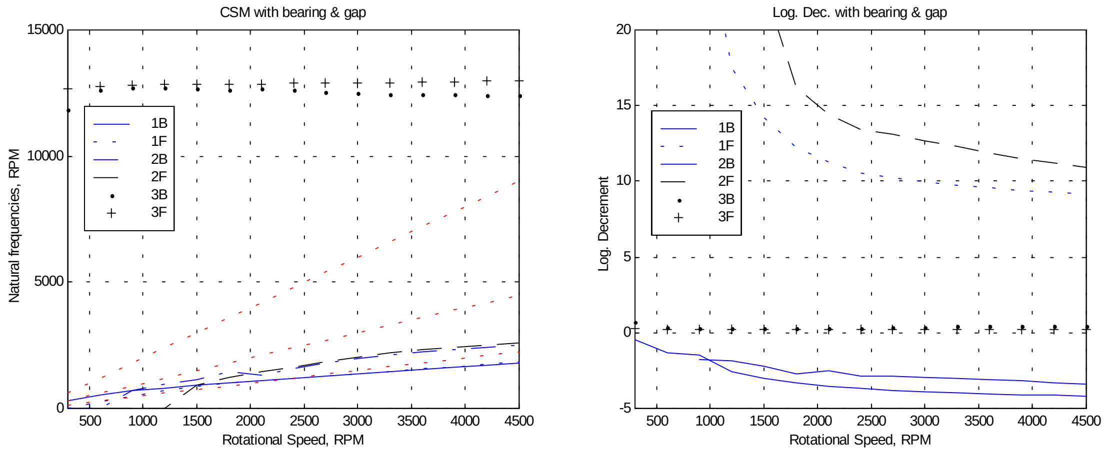

Fig. 6 Natural frequencies and log. decrements of MCP rotor with varying rotational speed

큰 편심 영역을 제외하고 회전체가 불안정할 수 있는 특성을 보이기 때문에 MCP 회전체의 거동을 해석할 때도 다양한 측면의 고찰이 필요해진다. 안정성을 높이기 위해서 연성 강성을 줄이고 큰 양의 직 강성, 감쇠를 크도록 하는 것이 바람직하다. 회전체 계의 안정성은 계의 감쇠 요소를 고려한 고유치해석을 통해서 알 수 있다. 감쇠 계의 고유치는 일반적으로 비대칭 행렬방정식으로 표현되는 회전체 계의 제차 특성방정식으로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$s_i = \sigma_i + j\omega_i$$

베어링과 공극의 특성을 고려 했을 경우 감쇠 고유치를 통해 불안정성 여유를 알 수 있고 가진력이 주어질 때 모드합성에 의해 시간응답의 크기를 계산할 수 있다. 감쇠고유진동수와 상응하는 대수 감쇠로부터 회전체 계의 안정성을 확인할 수 있다. 대수감쇠는 감쇠고유진동수로부터 다음과 같이 정의 된다.

$$\delta_i = \frac{2\pi\sigma_i}{\omega_i}$$

F ig 6 은 구동속도 구간을 포함하는 300 ~ 4500 RPM 에서 베어링과 공극 특성이 고려된 회전체에서 회전 속도에 따른 감쇠고유진동수(damped natural frequency)와 대수 감쇠(logarithmic decrement)를 보여준다. 점 직선은 0.5X, 1X, 2X 동조 가진선을 나타낸다. 2000RPM 이하 저속 구간에서는 특성이 크게 변하고 고유치의 변동이 크다. 정속 운전 구간은 강체모드 고유진동수를 지나고 1 차 유연모드 고유진동수 이하이다. 속도 상승 중 하나 또는 두개의 강체 모드를 지나면서 동조 가진할 수 있음을 알 수 있다.안정한 운전이 되기 위해 대수 감쇠는 양이 되어야 한다. 1B, 2B 모드가 저속에서 음의 대수감쇠로 바뀜으로 불안정하게 됨을 알 수 있다. 대수감쇠를 어느 정도 양의 값이 되도록 베어링과 공극의 설계를 개선할 필요가 있을 뿐 아니라 적절한 밸런싱을 통해 동조 가진을 줄이는 노력이 필요하다. 3600RPM 에서 위험속도 분리 여유는 충분하고 –15% ~+20% 구간에서 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있다.

불균형 응답

불균형은 대부분의 경우 가장 우세한 동적 하중이다 구리봉, 모타 캔 등으로 구성된 모타 회전자 조립체는 약 10kg 이며 축과 일체화 되며 50 μ m 편심된다고 했을 때 약 500g-mm 의 불균형이 발생한다. 이 가정된 불균형에 의해서 3600RPM 에서 불균형력은 다음과 같이 계산된다.

$$mr\Omega^2 = 10x50x10^{-6}x(60x2x\pi)^2 = 71\text{Newton.}$$

Fig. 7 은 이 불균형에 의해서 상부베어링, 모타, 하부베어링, 주 임펠러에서의 피크 응답이다. 1000RPM 근처의 감쇠가 큰 모드와 2200RPM 에서 강체 모드가 가진된다. 진동 진폭은 그 때의 편심량을 고려 할 때 적지 않다. 이 량은 3600pm 에서 API 기준인 3800 RPM 이하의 펌프에 대한 불균형 기준인 2.5G 와 거의 유사한 2.9G 이며 다음과 같이 계산된다.

$$G= \frac{\varepsilon\omega}{1000}$$

ε : 비불균형(불균형량(g-mm)/회전체 질량(kg)), ω:회전속도(rad/s)

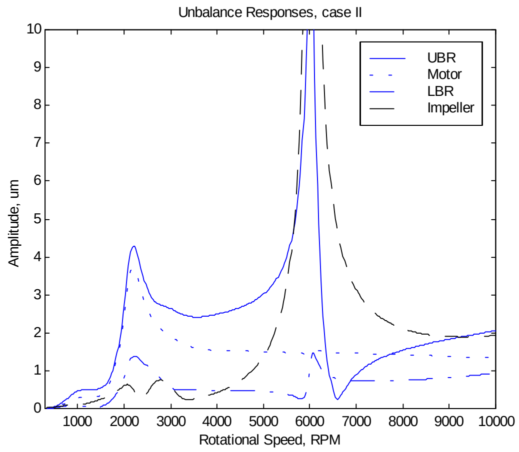

Fig. 7 Unbalance responses of the MCP rotor with bearing and gap dynamics

3. 결 론

이 논문에서는 MCP 회전체의 감쇠 고유치를 통한 안정성과 불균형응답을 평가하였다. 주요 동특성 요소인 베어링과 공극의 특성이 포함되었다. 해석 결과를 요약하면 다음과 같다.

. MCP 회전체는 강성 회전체이고 축의 1 차 유연 진동모드 이하에서 운전된다. 고유진동수는 운전속도로 부터 잘 격리되어 있다.

.하위 3 개 모드에서 베어링, 공극 위치의 변위가 크고 베어링 및 공극에서 강성과 감쇠가 계에 크게 작용한다.

.운전속도 이하의 불안정한 모드를 가지므로 계의 불안정성을 줄이기 위한 대책이 필요하다.

MCP 회전체 동특성 해석과 관련하여 고려해 볼 수 있는 추가적인 요소는 다음과 같다. 동하중에 의한 진동 진폭이 큰 경우 미소섭동에 의하여 구해진 동특성 계수는 적절하지 않을 수 있고 계에 대한 정상상태의 가정이 옳지 않게 된다. MCP 회전체의 정적하중은 임펠러 정수력으로서 불균형에 의한 동하중보다 작은 량이 될 것으로 추정된다. 이 경우를 고려하여 비선형 해석 또는 준 선형(quasi-linear) 해석에 의한 평가가 요구된다.

후 기

본 논문은 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1 Hashish, E. and Sanker, T. S., "Finite element and modal analyses of rotor bearing systems under stochastic loading conditions," Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1984, Vol.106, pp.80-89

2 T. Someya. Journal-Bearing Databook. Springer-Verlag, NewYork, 1989

3 V.N. Constantinescu, Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects. ASME Journal of Lubrication Tech., 1973, 95 (2):pp147-154

4 J.W. Lund, K.K.Thomsen,A calculation method and data for the dynamic coefficients of oil-lubricated journal bearings',Conf. Of design engineering 1978 pp1-28

5 냉각재 순환펌프의 회전축 동특성 해석코드 개발, 한국원자력 연구소, 1998

6 Rainer Nordmann, Harald Massman,'Identification of dynamic coefficients of annular turbulent seals', Proceedings of workshop for rotordynamic instability,' Texas A & M University, 1984, pp.295-311

7 Chan Siu Hung, 'Nonlinear analysis of rotordynamic instabilities in high-speed turbomachinery', Ph.D dissertation, Trondheim Univ. (Norway), 1992

8 H.F. Black, Effects of Fluid-filled clearance Spaces on centrifugal pump and submerged motor vibrations,' Proceedings of 8th turbomachinery symposium,Texas A & M University, pp.29-38, 1979